



AUSLEGESCHRIFT

1 188 958

Deutsche Kl.: 63 c - 34/01

Nummer: 1 188 958
 Aktenzeichen: M 52775 II/63 c
 Anmeldetag: 8. Mai 1962
 Auslegetag: 11. März 1965

1

Die Erfindung betrifft ein hydrostatisch-mechanisches Getriebe für Fahrzeuge, insbesondere für Schlepper, mit einem zwischen die Antriebsmaschinenwelle und die zu den Radachsen führende Ausgangswelle geschalteten hydrostatischen Getriebe, dessen von der Antriebsmaschine angetriebene Pumpe stufenlos regelbar und in der Förderrichtung umsteuerbar ist und durch die ein hydrostatischer Motor mit Druckflüssigkeit beaufschlagbar ist, sowie mit einer von der Antriebsmaschine mit einer zur Drehzahl der Antriebsmaschine proportionalen Drehzahl antreibbaren Zapfwelle, von der aus wahlweise die Ausgangswelle antreibbar ist.

Es ist ein Getriebe zum Verändern der Geschwindigkeit zwischen der treibenden und der getriebenen Welle von Fahrzeugen bekannt, bei dem in Verbindung stehende Taumelscheibeneinheiten zum Verändern des Drehzahlverhältnisses dienen. Dabei wird die Antriebskraft von der Antriebswelle auf ein Glied eines zwischen dieser und der Abtriebswelle bzw. zwischen den beiden hydrostatischen Einheiten eingeschaltetes Umlaufrädergetriebe übertragen. In einem Falle ist dieses Element der Zahnkranz, während der Umlaufräderträger mit der Abtriebswelle verbunden ist. Die steuernden Einflüsse der beiden hydrostatischen Einheiten werden über die Sonnenräder in das Umlaufrädergetriebe eingeleitet. Bei diesem bekannten Getriebe dient also das Umlaufrädergetriebe dazu, die von der Antriebswelle gelieferte Antriebskraft in Abhängigkeit von den Stellungen der beiden Taumelscheibeneinheiten auf mehrere Wege aufzuspalten und der Abtriebswelle in einem veränderbaren Drehzahlverhältnis zuzuführen. Bei Ausfall des Druckmittelkreises fällt das ganze Getriebe aus, da beide hydrostatischen Einheiten dann leer mitlaufen.

Weiterhin ist bereits ein hydrostatisch-mechanisches Getriebe bekannt, bei dem zwar ein mechanischer und ein hydrostatischer Leistungszweig vorgesehen sind. Die Anordnung bietet drei verschiedene Betriebsmöglichkeiten. Bei der einen Betriebsweise kann der hydrostatische Leistungszweig auf den Radachsenantrieb und der mechanische Leistungszweig unabhängig davon auf die Zapfwelle geschaltet werden. In der zweiten Schaltmöglichkeit ist der mechanische Leistungszweig wirkungslos, und der hydrostatische Leistungszweig treibt die Radachsen und die Zapfwelle gleichzeitig an. In der dritten Schaltstellung der zum Umschalten dienenden Wechselkupplung schließlich wirkt der mechanische Leistungszweig auf die Radachsen. Im letzteren Fall, der ein Notbetrieb ist, muß der hydrostatische

Hydrostatisch-mechanisches Getriebe für Fahrzeuge

Anmelder:
 Massey-Ferguson Inc., Detroit, Mich. (V. St. A.)
 Vertreter:
 Dipl.-Ing. F. Thieleke
 und Dr.-Ing. R. Döring, Patentanwälte,
 Braunschweig, Jasperallee 1 a

Als Erfinder benannt:
 Alexander Hing Mark,
 William George Colestock, Detroit, Mich.
 (V. St. A.)

2

Zweig abgeschaltet sein. Die Zapfwelle ist außer Betrieb.

Bei diesem bekannten Getriebe kann also der mechanische Zweig nur in einem von drei bestimmten Betriebszuständen auf die Zapfwelle einwirken und den Antrieb für die Radachsen nur bei abgeschaltetem hydrostatischen Getriebe bilden. Bei dieser bekannten Anordnung wird der hydrostatische Leistungszweig unmittelbar von der Antriebswelle aus angetrieben. Der mechanische, ebenfalls direkt angetriebene Zweig soll eine Verbindung zur Antriebswelle der Radachsen ermöglichen, wenn der Druckmittelkreis in dem hydrostatischen Getriebe unverhofft ausfällt.

Aufgabe der Erfindung ist demgegenüber, ein Getriebe der eingangs genannten Art zu schaffen, bei dem ebenfalls der mechanische Zweig auf die Radachsen antreibend zur Wirkung gebracht werden kann, bei der aber unabhängig davon eine ständige Rückführung der Triebkraft des mechanischen Zweiges in den hydrostatischen Zweig möglich ist und in jedem Betriebszustand ein der Drehzahl der Antriebsmaschine proportionaler Antrieb von der Zapfwelle abgenommen werden kann.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß die den mechanischen Leistungszweig bildende, mit der Antriebsmaschinenwelle in ständiger Triebverbindung stehende Zapfwelle und das den hydrostatischen Leistungszweig bildende hydrostatische Getriebe an Glieder eines hinter diesem angeordneten, leistungssummierenden Umlaufrädergetriebes angeschlossen sind, von dem ein weiteres Glied mit der zu den Radachsen führenden Ausgangswelle antriebsmäßig verbunden ist. Bei dieser

Anordnung werden der mechanische und der hydrostatische Leistungszweig in dem nachgeschalteten Umlaufrädergetriebe ständig so zusammengeführt, daß sie einen gemeinsamen Antriebszweig für die Radachsen bzw. für das diesen zugeordnete Ausgleichgetriebe bilden. Obwohl dabei der mechanische Zweig ebenfalls auf die Radachsen antreibend zur Wirkung gebracht werden kann, ist es davon unabhängig möglich, die Antriebskraft aus dem mechanischen Zweig in den hydrostatischen Zweig einzuleiten. Die Zapfwelle ist ihrerseits ständig einsatzbereit und liefert eine der Drehzahl der Antriebsmaschine proportionale Antriebskraft.

Die Anordnung kann zweckmäßigerweise so getroffen sein, daß das leistungssummierende Umlaufrädergetriebe ein durch den hydrostatischen Motor mit veränderlicher Drehzahl und Drehrichtung antreibbares, auf der Motorwelle angeordnetes Sonnenrad, einen von der Zapfwelle ständig antreibbaren Innenzahnkranz und einen mit der Ausgangswelle gekuppelten oder kuppelbaren Umlaufräderträger aufweist.

Auch kann vorteilhafterweise zwischen der zu den Radachsen führenden Ausgangswelle und dem leistungssummierenden Umlaufrädergetriebe ein weiteres, die Drehrichtung umkehrendes Umlaufrädergetriebe angeordnet sein.

In den Zeichnungen sind in der folgenden Beschreibung näher erläuterte Ausführungsbeispiele des hydrostatisch-mechanischen Getriebes nach der Erfindung, insbesondere für die Anwendung bei Schleppern, dargestellt.

Fig. 1 zeigt einen Längsschnitt durch das hydrostatisch-mechanische Getriebe nach der Erfindung, das in einen Schlepper eingebaut ist;

Fig. 2 stellt das hydrostatisch-mechanische Getriebe nach Fig. 1 in vergrößertem Maßstab dar;

Fig. 3 zeigt eine weitere Ausgestaltung des hydrostatisch-mechanischen Getriebes nach Fig. 2 im Längsschnitt.

Das hydrostatisch-mechanische Getriebe ist in einem Getriebegehäuse 12 angeordnet, das zwischen dem Antriebsmaschinengehäuse 13 und einem Achsgetriebegehäuse 14 liegt. Auf der Antriebsmaschinenwelle 15 ist ein Schwungrad 16 befestigt. Zwischen dem Schwungrad und einer zum Ausgleichgetriebe führenden Ausgangswelle 17 ist das hydrostatisch-mechanische Getriebe nach der Erfindung vorgesehen. Das mit der Ausgangswelle 17 verbundene Ausgleichgetriebe 18 ist in bekannter Weise aufgebaut und treibt die beiden hinteren Achswellen 19 des Schleppers an, an denen die großen Hinterräder 20 befestigt sind. Eine Zapfwelle 25 verläuft durch das Getriebegehäuse 12 sowie durch das das Ausgleichgetriebe aufnehmende Achsgetriebegehäuse 14 und endet in einem hinteren Anschlußstück 26. An dem antriebsmaschinenseitigen Ende der Zapfwelle 25 ist ein Zahnrad 27 vorgesehen, das mit einem Ritzel 28 im Eingriff steht, das drehfest mit dem Schwungrad 16 verbunden ist. Wenn der Zapfwellenantrieb nicht benutzt wird, ist das Anschlußstück 26 der Zapfwelle von einer abnehmbaren Kappe 29 bedeckt. Die Zapfwelle 25 treibt auch eine Pumpe 30 an, die im Achsgetriebegehäuse 14 angeordnet ist. Sie trägt weiterhin ein axial verschiebliches Zahnrad 31, das in und außer Eingriff mit einem Zahnrad 32 zu bringen ist, das auf der zum Ausgleichgetriebe 18 führenden Ausgangswelle 17 befestigt ist. Wenn das

Zahnrad 31 im Eingriff mit dem Zahnrad 32 steht, ist die Ausgangswelle 17 unmittelbar mit der Zapfwelle 25 verbunden, so daß der Schlepper 10 proportional zur Drehzahl der Zapfwelle 25 und über diese angetrieben wird.

Das hydrostatisch-mechanische Getriebe nach der Erfindung weist ein stufenlos regelbares, aus einer Pumpe und einem hydrostatischen Motor bestehendes hydrostatisches Getriebe 35 auf, das zusammen mit der Zapfwelle 25 an zwei verschiedene Glieder eines Umlaufrädergetriebes 36 angeschlossen ist, von dem ein drittes Glied mit der zum Ausgleichgetriebe 18 führenden Ausgangswelle verbunden ist. Im vorliegenden Ausführungsbeispiel wird das hydrostatische Getriebe 35 von einer Pumpe und einem hydrostatischen Motor mit unter hydrostatischem Druck axial hin- und herbewegten Kolben gebildet und weist je eine gleichachsig angeordnete Pumpen- und Motorwelle 37 und 38 auf. Auf der Pumpenwelle 37 ist drehfest ein Pumpengehäuse 39 angeordnet, in dem Pumpenkolben 40 aufgenommen sind, die von einer schwenkbaren Taumelscheibe 41 hin- und herbewegbar sind. Mit der Motorwelle 38 ist drehfest ein Motorgehäuse 42 verbunden, in dem Motorkolben 43 aufgenommen sind, die gegen eine ebene, jedoch zur Motorwelle geneigt angeordnete, feste Lagerplatte 44 drücken. Die Lagerplatte 44 wird von einem Gehäuse 45 getragen, das zwischen dem Getriebegehäuse 12 und dem Achsgetriebegehäuse 14 befestigt ist. Das Gehäuse 45 nimmt eine Ventilplatte 46 auf, die zwischen dem hydrostatischen Motor und der Pumpe des hydrostatischen Getriebes 35 vorgesehen und mit Durchlaßöffnungen für die Druckflüssigkeit versehen ist. Diese Durchlaßöffnungen verbinden die Zylinder der Pumpe und des hydrostatischen Motors miteinander.

Die Taumelscheibe 41 ist mit einander gegenüberstehenden Achsstummeln 50 (s. Fig. 1) versehen, die in gegenüberliegenden Seitenwänden des Getriebegehäuses 12 drehbar gelagert sind. Sie wird mittels eines hydraulischen Stellmotors 51 verstellt, der einen Arbeitskolben 52 aufweist, der über einen Lenker 52' an einem Arm 53 der Taumelscheibe 41 angreift. Der Stellmotor 51 ist außerdem mit einem Betätigungskolben 54 versehen, der mittels eines Steuerhebels 55 über einen Zwischenhebel 56, der sich an dem Gehäuse 45 abstützt, bewegt wird. Der Arbeitskolben 52 wird hydraulisch und daher auch mit beträchtlich großer Kraftentwicklung in Abhängigkeit von Lageänderungen des Betätigungskolbens 54 bewegt. Die Neigung der Taumelscheibe 41 zur Pumpenwelle 37 und damit auch die Drehgeschwindigkeit, mit der die Motorwelle 38 in bezug auf die Pumpenwelle 37 umläuft, ist willkürlich durch Betätigen des Steuerhebels 55 veränderbar.

In einem derartigen, aus Pumpe und hydrostatischem Motor bestehenden hydrostatischen Getriebe läßt sich die Taumelscheibe im allgemeinen innerhalb eines Bereiches von etwa 50 bis 60° verstellen, wobei sie aber auch rechtwinklig zur Pumpenwelle 37 bzw. deren Drehachse eingestellt werden kann. Wenn die Taumelscheibe 41 rechtwinklig zur Pumpenwelle 37 steht, bleibt die Motorwelle 38 in Ruhe. Darüber hinaus kann die Taumelscheibe aber auch so verstellt werden, daß die Motorwelle 38 in umgekehrter Richtung angetrieben wird. Die gegenseitige Anordnung von Pumpe und hydrostatischem Motor sowie der Taumelscheibe ist im allgemeinen so vorgenommen

men, daß eine stufenlose Regelung von einer schnellen Vorwärtsfahrt des Fahrzeuges, bei der die Motorwelle wenigstens ebenso schnell umläuft wie die Pumpenwelle, bis zu einer Rückwärtsfahrt mit einer geringeren Geschwindigkeit als die der Vorwärtsfahrt erreicht wird.

Das aus Pumpe und hydrostatischem Motor bestehende hydrostatische Getriebe 35 ist mit einem Steuerventilblock 60 versehen, der den Druck zwischen den Pumpenkolben 40 und den Motorkolben 43 regelt. Zur Einstellung der Ventile in dem Steuerventilblock 60 dient ein Hebel 62, der auf einer Kurvenscheibe 61 abläuft, die an der Taumelscheibe 41 befestigt ist (s. Fig. 1). Ein zusätzlicher Hebel 63 betätigt einen Schieber 64, um einen hydraulischen Nebenweg in dem Steuerventilblock 60 zu öffnen und den Flüssigkeitsdruck im hydrostatischen Getriebe 35 zu senken, wenn Leerlaufbedingungen hergestellt werden sollen.

Das Umlaufrädergetriebe 36 weist ein Sonnenrad 70 auf, das mit der Motorwelle 38 umläuft. Zu dem Umlaufrädergetriebe 36 gehören weiterhin ein Innenzahnkranz 71, der durch das Lager 72 im Gehäuse 45 drehbar gelagert ist, sowie mit dem Sonnenrad 70 und dem Innenzahnkranz 71 kämmende Umlaufräder 74, die auf einem Umlaufräderträger 75 angeordnet sind. Auf dem Außenumfang des Innenzahnkranzes 71 ist eine Verzahnung 71' vorgesehen, die mit einem auf der Zapfwelle 25 drehfest angeordneten Ritzel 73 kämmt. Der Umlaufräderträger 75 ist mit einem koaxial zur Motorwelle 38 ausgerichteten Teil versehen, das sich bis in die unmittelbaren Nähe der zum Ausgleichgetriebe 18 führenden Ausgangswelle 17 erstreckt. In dem vorliegenden Ausführungsbeispiel ist der Umlaufräderträger 75 über ein weiteres zur Drehrichtungsumkehr dienendes Umlaufrädergetriebe 76 mit der Ausgangswelle 17 verbunden. Wenn das hydrostatisch-mechanische Getriebe nach der Erfindung jedoch nur für einen mittelstarken Schlepper verwendet werden soll, ist es vorteilhaft, an Stelle des zusätzlichen Umlaufrädergetriebes 76 eine starre Verbindung vorzusehen, so daß der Umlaufräderträger 75 und die Ausgangswelle 17 als einheitliches Ganzes rotieren. Zur Erleichterung der Beschreibung soll im folgenden zunächst vorausgesetzt werden, daß das Umlaufrädergetriebe 76 durch eine derartige starre Verbindung ersetzt sei.

Wenn die Antriebsmaschine, wie allgemein üblich, mit etwa konstanter Drehzahl läuft, werden die Pumpenwelle 37 ständig in der einen und die Zapfwelle 25 in der umgekehrten Drehrichtung angetrieben. Die Zapfwelle 25 treibt dabei über das Ritzel 73 und die Verzahnung 71' den Außenumfang des Innenzahnkranzes 71 des Umlaufrädergetriebes 36 an. Daher rotieren unter diesen Bedingungen die Pumpenwelle 37 und der Innenzahnkranz 71 in der gleichen Drehrichtung. Wenn das aus Pumpe und hydrostatischem Motor bestehende hydrostatische Getriebe 35 in Tätigkeit gesetzt wird, in dem Druckflüssigkeit von den Pumpenkolben 42 und den Motorkolben 43 gefördert wird, dann wird die Motorwelle 38 und somit auch das Sonnenrad 70 des Umlaufrädergetriebes in Drehung versetzt. Wenn dabei die Taumelscheibe 41 so geneigt ist, daß ihre Stellung schnellster Vorwärtsfahrt entspricht, dann wird die Motorwelle 38 in derselben Drehrichtung und nahezu mit der gleichen Drehzahl wie die Pumpenwelle 37 angetrieben. Daraus ergibt sich, daß der Umlauf-

räderträger 75 in derselben Drehrichtung bewegt wird wie der Innenzahnkranz 71 und das Sonnenrad 70 und der Schlepper somit mit seiner Spitzengeschwindigkeit vorwärts fährt.

Wird die Taumelscheibe 41 aus dieser einen äußersten Grenzneigung zurückbewegt, dann werden die Motorwelle 38 und somit auch das Sonnenrad 70 zunehmend langsamer angetrieben, wobei die Drehgeschwindigkeit des Umlaufräderträgers 75 und damit die Fahrgeschwindigkeit des Schleppers vermindert wird. Wenn die Taumelscheibe 41 schließlich rechtwinklig zur Pumpenwelle steht, kommt das Sonnenrad 70 zum Stillstand. Der Innenzahnkranz 71 jedoch rotiert weiter, weil er von der Zapfwelle 25 angetrieben wird, so daß der Umlaufräderträger 75 weiterhin in der der Vorwärtsfahrt entsprechenden Drehrichtung angetrieben wird. Die Übersetzungsverhältnisse der Zahnräder des Umlaufrädergetriebes 36 sind vorzugsweise so gewählt, daß der Umlaufräderträger 75, wenn er allein vom Innenzahnkranz 71 angetrieben wird, den Schlepper mit seiner normalen Arbeitsgeschwindigkeit, die üblicherweise im Bereich um 10 km/h liegt, vorwärts bewegt. Somit ist also, wenn der Schlepper bei Belastung und mit seiner normalen Arbeitsgeschwindigkeit betrieben wird, das aus Pumpe und hydrostatischem Motor bestehende hydrostatische Getriebe stillgelegt, so daß keine Leistungsverluste durch dieses hervorgerufen werden und die Antriebskraft ausschließlich über mechanische Getriebeelemente übertragen wird.

Wenn die Taumelscheibe 71 in die der »Rückwärtsfahrt« entsprechende Lage übergeführt wird, dreht die Motorwelle 38 das Sonnenrad 70 entgegengesetzt zur Drehrichtung des Innenzahnkranzes 71. Wenn diese entgegengesetzte Drehung des Sonnenrades 70 in ihrer Drehgeschwindigkeit anwächst, kommt der Umlaufräger 75 zunächst allmählich zum Stillstand, um schließlich bei weiter ansteigender, entgegengesetzt gerichteter Drehzahl des Sonnenrades 70 seine Drehrichtung umzukehren, so daß der Schlepper rückwärts fährt.

Wenn das hydrostatisch-mechanische Getriebe nach der Erfindung für irgendeinen anderen Standardschlepper verwendet wird und wieder vorausgesetzt sei, daß eine starre Verbindung zwischen dem Umlaufräderträger 75 und der zum Ausgleichgetriebe 18 führenden Ausgangswelle 17 besteht, ergibt sich ein Geschwindigkeitsbereich von etwa 25 km/h bei Vorwärtsfahrt, bis etwa 6 km/h bei Rückwärtsfahrt.

Wenn der Schlepper für industrielle Zwecke verwendet werden soll, ist es im Gegensatz zu einem Einsatz für landwirtschaftliche Aufgaben vorteilhaft, wenn bei Rückwärtsfahrt der volle Geschwindigkeitsbereich wie bei der Vorwärtsfahrt zur Verfügung steht. Damit das hydrostatisch-mechanische Getriebe gemäß der Erfindung diese Forderung erfüllt, ist die bisher vorausgesetzte starre Verbindung zwischen dem Umlaufräderträger 75 und der Ausgangswelle 17 durch ein weiteres, jedoch drehrichtungsumkehrendes Umlaufrädergetriebe 76 ersetzt. Dieses Umlaufrädergetriebe weist als angetriebenes Glied ein Sonnenrad 77 auf, das in dem vorliegenden Ausführungsbeispiel einstückig mit dem Umlaufräderträger 75 des Umlaufrädergetriebes 36 ausgebildet ist, und das Abtriebsglied wird von einem Umlaufrädergetriebe 78 gebildet, der drehfest mittels der Keilverzahnung 79 mit der zum Ausgleichgetriebe 18 führenden Ausgangswelle 17 verbunden ist. Zwischen dem Sonnen-

rad 77 und einem Innenzahnkranz 81, der drehbar in einem Lager 82 in einem abschließenden Widerlager 83 aufgenommen ist, sind Umlaufräder 80 paarweise angeordnet. Unter dieser paarweisen Anordnung ist zu verstehen, daß jeweils immer zwei Umlaufräder 80 zusammenwirken, wobei eines der Umlaufräder mit dem Sonnenrad 77 (wie in Fig. 2 dargestellt), das andere hingegen mit dem Innenzahnkranz 81, beide aber miteinander im Eingriff stehen.

Um das Drehmoment für die Vorwärtsfahrt des Fahrzeuges von dem Umlaufräderträger 75 aus zur Ausgangswelle 17 zu übertragen, ist eine hydraulisch einrückbare und mittels Federn ausrückbare Mehrscheibenkupplung 84 zwischen dem Sonnenrad 77 und damit dem Umlaufräderträger 75 und dem Innenzahnkranz 81 angeordnet. Wenn diese Mehrscheibenkupplung eingerückt ist, stellt sie eine kraftschlüssige Verbindung zwischen dem Sonnenrad 77 und dem Innenzahnkranz 81 dar, so daß diese und damit das Umlaufrädergetriebe 76 als Einheit umlaufen, was wiederum zur Folge hat, daß die Ausgangswelle 17 in der gleichen Drehrichtung und mit der gleichen Drehzahl wie der Umlaufräderträger 75 rotiert.

Zur Drehrichtungsumkehr ist das Umlaufrädergetriebe 76 mit einer hydraulisch einrückbaren und mittels Federn ausrückbaren Bandbremse 85 versehen, die sich um den Außenumfang des Innenzahnkranzes 81 legt, um diesen festzulegen, wenn die Mehrscheibenkupplung 84 ausgerückt ist. Das Sonnenrad 77 treibt dann die Umlaufräder 80 an, die an dem ruhenden Innenzahnkranz 81 abrollen, was zur Folge hat, daß der Umlaufräderträger 78 in der entgegengesetzten Drehrichtung umläuft. Auf diese Weise wird ein Geschwindigkeitsbereich für die Rückwärtsfahrt erzielt, der nahezu ebenso groß ist wie der für die Vorwärtsfahrt zur Verfügung stehende, wobei jedoch die Geschwindigkeiten bei Rückwärtsfahrt niedriger sind als die entsprechenden Geschwindigkeiten bei Vorwärtsfahrt.

Um das hydrostatisch-mechanische Getriebe nach der Erfindung in Schleppern mit hoher PS-Zahl, bei denen eine Erweiterung der Geschwindigkeitsbereiche erzielbar ist, verwenden zu können, ist in Fig. 3 ein abgewandeltes weiteres Ausführungsbeispiel des Getriebes dargestellt. Zur Beschreibung dieses Ausführungsbeispiels sind alle Teile, die im vorstehenden bereits erwähnt sind, mit denselben Bezugszeichen, jedoch unter Hinzufügung des Index »a«, versehen.

Das Umlaufrädergetriebe 36a befindet sich hinter dem Gehäuse 45a etwa an der Stelle, die das drehrichtungsumkehrende Umlaufrädergetriebe 76 in dem vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel nach den Fig. 1 und 2 einnimmt. Die Motorwelle 38a erstreckt sich durch das Umlaufrädergetriebe 36a und ist über das Lager 100 im anschließenden Ende der Ausgangswelle 17a aufgelagert, so daß diese beiden Wellen gleichachsig verlaufen. Das Sonnenrad 70a ist einstückig mit der Motorwelle 38a ausgebildet und steht mit Umlaufrädern 74a im Eingriff, die auf dem Umlaufräderträger 75a drehbar gelagert sind. Der Innenzahnkranz 71a ist in einem Lager 72a in einer Abdeckplatte 101, die am Gehäuse 45a befestigt ist, drehbar gelagert.

Der Innenzahnkranz 71a kann sowohl mittels einer Bandbremse 102 gegen Drehung festgehalten werden, als auch mittels einer ringförmigen, flüssig-

keitsbetätigten Mehrscheibenkupplung 103 mit der Zapfwelle 25a gekuppelt werden. Die Bandbremse 102 wird von einem nicht dargestellten hydraulischen Glied betätigt. Die Mehrscheibenkupplung 103 weist einen Kolben 104 auf, der in einem Kupplungsgehäuse 105 aufgenommen ist, das auf seinem Außenumfang eine Verzahnung 106 aufweist, die mit dem Ritzel 73a im Eingriff steht, das als Teil der Zapfwelle 25a ausgebildet ist. Wenn Druckflüssigkeit bei Betrachtung der Fig. 3 von rechts auf den Kolben 104 einwirkt, bewegt sich dieser in Richtung auf die Kupplungsscheiben 107 und preßt diese zusammen, so daß das Kupplungsgehäuse 105 durch Reibungsschluß drehfest mit dem Innenzahnkranz 71a verbunden und eine kraftschlüssige Verbindung der Zapfwelle 25a mit dem Innenzahnkranz 71a hergestellt wird.

Wenn die Mehrscheibenkupplung 103 eingerückt und die Bandbremse 102 ausgerückt ist, verläuft der Kraftfluß im Umlaufrädergetriebe 36a von der Motorwelle 38a und der Zapfwelle 25 zum Umlaufräderträger 75a in der Weise, die bereits bei der Beschreibung der Fig. 1 und 2 erläutert wurde. Wenn die Mehrscheibenkupplung 103 hingegen ausgerückt und die Bandbremse 102 eingerückt ist, arbeitet das Umlaufrädergetriebe 36a als normales Umlaufrädergetriebe, und die Motorwelle 38a und damit das Sonnenrad 70a treibt die Umlaufräder 74a und ihren Umlaufräderträger 75a an, die an dem unter diesen Bedingungen festgelegten Innenzahnkranz 71a abrollen.

Auf der Ausgangswelle 17a ist eine Schaltmuffe 110 drehfest, jedoch axial verschiebbar angeordnet. Zum Axialverschieben der Schaltmuffe 110 dient eine Schaltgabel 111, die auf einer Schaltstange 112 befestigt ist, deren Lage wiederum durch Betätigung eines Handhebels 113 veränderbar ist. Ein Verschwenken des Handhebels 113 aus der in Fig. 3 dargestellten Lage im Gegenuhrzeigersinn verschiebt die Schaltstange 112 nach rechts, so daß die Schaltmuffe 110, die mit einer Innenverzahnung versehen ist, in Richtung und auf das Sonnenrad 70a, das eine entsprechende Außenverzahnung trägt, geschoben wird. Das Sonnenrad 70a ist sodann drehfest mit der Ausgangswelle 17a verbunden. Dadurch wird eine Triebverbindung von der Motorwelle 38a zur Ausgangswelle 17a hergestellt. Die Zurückführung des Handhebels 113 im Uhrzeigersinn entfernt die Schaltmuffe 110 wieder aus und von dem Sonnenrad 70a und überführt es in eine neutrale Lage, in der die Ausgangswelle 17a abgekuppelt ist. Eine weitere Bewegung des Handhebels 113 im Uhrzeigersinn bringt eine Außenverzahnung 115 der Schaltmuffe 110 in Eingriff mit einer Innenverzahnung 116, die am Umlaufräderträger 75a angeordnet ist. Dadurch wird eine Triebverbindung zwischen dem Umlaufräderträger 75a und der Ausgangswelle 17a hergestellt.

Somit steht bei dieser Ausführungsform des hydrostatisch-mechanischen Getriebes ein Bereich mittlerer Geschwindigkeiten zur Verfügung, der dadurch eingestellt wird, daß die Mehrscheibenkupplung 103 eingerückt, die Bandbremse 102 ausgerückt und die Schaltmuffe 110 so verschoben wird, daß es eine Triebverbindung vom Umlaufräderträger 75a zur Ausgangswelle 17a herstellt.

Zum Einstellen eines anderen Bereiches, z. B. hoher Geschwindigkeiten, wird die Schaltmuffe 110

nach rechts verschoben, um die Motorwelle 38a und die Ausgangswelle 17a zu verbinden und den Schlepper ausschließlich über das von Pumpe und hydrostatischem Motor gebildete hydrostatische Getriebe 35a anzutreiben.

Um schließlich einen Bereich niedriger Geschwindigkeit einzustellen, wird die Schaltmuffe 110 nach links verschoben, bis es den Umlaufträger 75a starr mit der Ausgangswelle 17a verbindet. Die Mehrscheibenkupplung 103 wird ausgerückt und die Bandbremse 102 eingerückt, so daß der Innenzahnkranz 71a gegen Drehen festgehalten wird. Bei dieser Einstellung wird der Schlepper wiederum ausschließlich über das hydrostatische Getriebe 35a angetrieben, weil jedoch aber das Umlaufrädergetriebe 36a als normales Umlaufrädergetriebe arbeitet, ruft es eine sehr starke Herabsetzung der Antriebsdrehzahl und damit der Fahrgeschwindigkeiten hervor, die bei dieser Einstellung gegeben sind.

In jedem, dem hohen, mittleren und niedrigen Geschwindigkeitsbereich ist durch entsprechende Betätigung des Steuerhebels 55a, der über den Stellmotor 51a das aus Pumpe und hydrostatischem Motor bestehende hydrostatische Getriebe 35a steuert, eine stufenlose Veränderung der Geschwindigkeit von der Höchstgeschwindigkeit bis zur niedrigsten Geschwindigkeit des jeweiligen Bereiches möglich. Darüber hinaus sind zusätzlich noch in jedem der drei Bereiche durch Umstellung der Taumelscheibe und dadurch bedingte Drehrichtungsumkehr der Motorwelle 38a niedrige Geschwindigkeiten bei Rückwärtsfahrt einstellbar.

Patentansprüche:

1. Hydrostatisch-mechanisches Getriebe für Fahrzeuge, insbesondere für Schlepper, mit einem zwischen die Antriebsmaschinenwelle und die zu den Radachsen führende Ausgangswelle geschalteten hydrostatischen Getriebe, dessen von der Antriebsmaschine angetriebene Pumpe stufenlos regelbar und in der Förderrichtung umsteuerbar ist und durch die ein hydrostatischer Motor mit Druckflüssigkeit beaufschlagbar ist, sowie mit einer von der Antriebsmaschine mit einer zur Drehzahl der Antriebsmaschine proportionalen Drehzahl antreibbaren Zapfwelle, von der aus wahlweise die Ausgangswelle antreibbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß die den mechanischen Leistungszweig bildende, mit der Antriebsmaschinenwelle (15) in ständiger Triebverbindung stehende Zapfwelle (25 bzw. 25a) und das den hydrostatischen Leistungszweig bildende hydrostatische Getriebe (35 bzw. 35a) an Glieder eines hinter diesem angeordneten, leistungsum-

mierenden Umlaufrädergetriebes (36 bzw. 36a) angeschlossen sind, von dem ein weiteres Glied mit der zu den Radachsen führenden Ausgangswelle (17 bzw. 17a) antriebsmäßig verbunden ist.

2. Hydrostatisch-mechanisches Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das leistungssummierende Umlaufrädergetriebe (36) ein durch den hydrostatischen Motor mit veränderlicher Drehzahl und Drehrichtung antreibbares, auf der Motorwelle (38) angeordnetes Sonnenrad (70), einen von der Zapfwelle (25) ständig antreibbaren Innenzahnkranz (71) und einen mit der Ausgangswelle (17) gekuppelten oder kuppelbaren Umlaufräderträger (75) aufweist.

3. Hydrostatisch-mechanisches Getriebe nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der Ausgangswelle (17) und dem leistungssummierenden Umlaufrädergetriebe (36) ein weiteres, die Drehrichtung umkehrendes Umlaufrädergetriebe (76) angeordnet ist.

4. Hydrostatisch-mechanisches Getriebe nach den Ansprüchen 1 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß das die Drehrichtung umkehrende Umlaufrädergetriebe (76) ein mit dem Umlaufräderträger (75) des leistungssummierenden Umlaufrädergetriebes (36) verbundene Sonnenrad (77), einen mit der Ausgangswelle (17) verbundenen Umlaufräderträger (78) sowie einen Innenzahnkranz (81) aufweist, der wahlweise mittels einer Bandbremse (85) festbremsbar oder mittels einer Mehrscheibenkupplung (84) mit dem Sonnenrad (77) verbindbar ist.

5. Hydrostatisch-mechanisches Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Innenzahnkranz (71a) des leistungssummierenden Umlaufrädergetriebes (36a) wahlweise mittels einer Bandbremse (102) festbremsbar oder mittels einer Mehrscheibenkupplung (103) mit einem eine Verzahnung (106) tragenden Kupplungsgehäuse (105) kuppelbar ist, wobei in die Verzahnung (106) des Kupplungsgehäuses (105) ein auf der Zapfwelle (25a) drehfest angeordnetes Ritzel (73a) eingreift.

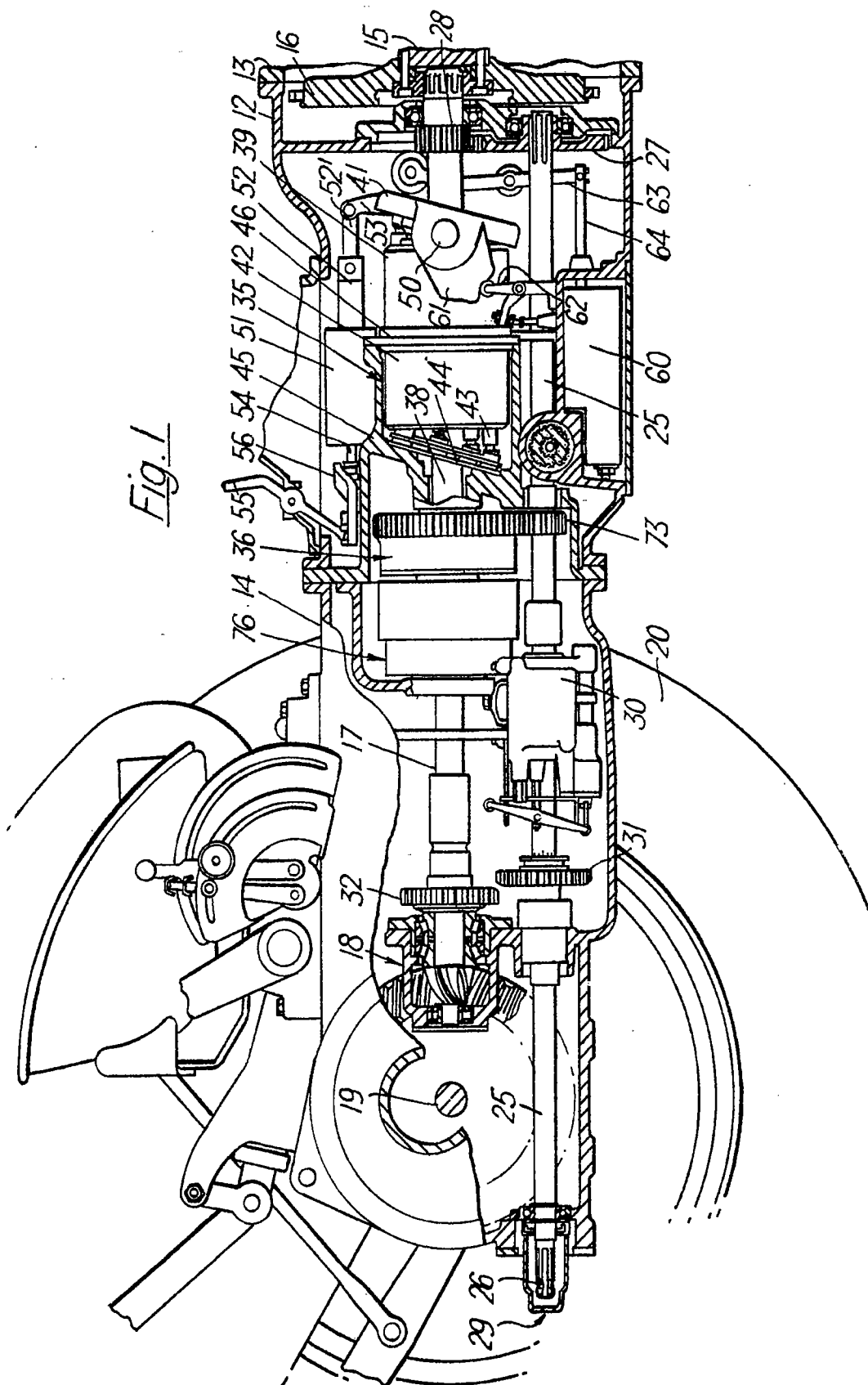
6. Hydrostatisch-mechanisches Getriebe nach den Ansprüchen 1 und 5, dadurch gekennzeichnet, daß auf der Ausgangswelle (17) eine Schaltmuffe (110) drehfest, aber axial verschiebbar vorgesehen ist, durch die die Ausgangswelle (17a) wahlweise mit der Motorwelle (38a) oder dem Umlaufräderträger (75a) kuppelbar ist oder abkuppelbar ist.

In Betracht gezogene Druckschriften:

Deutsche Auslegeschrift Nr. 1 031 649;

USA.-Patentschrift Nr. 2 296 929.

Hierzu 1 Blatt Zeichnungen



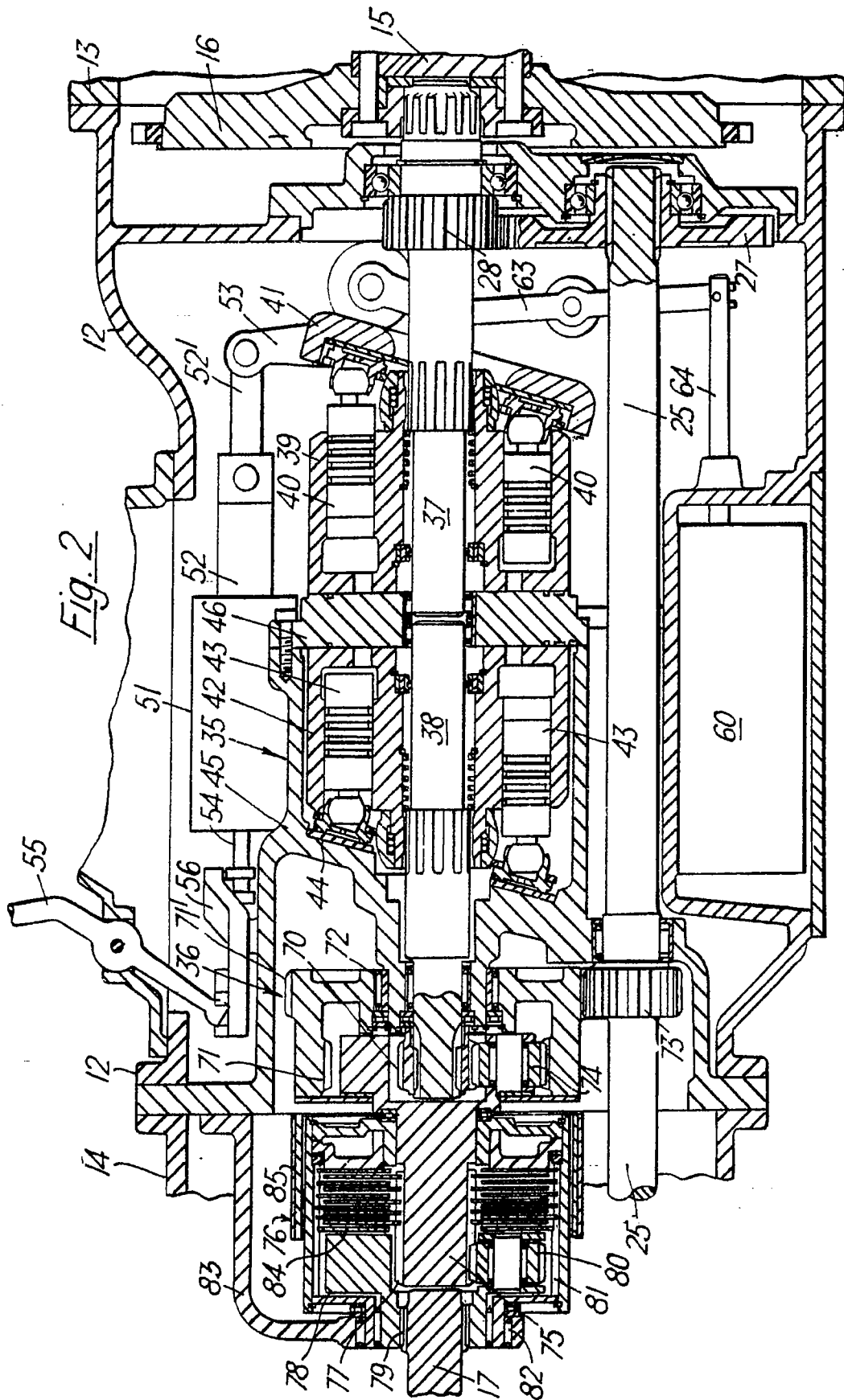


Fig.3